

ドラムブレーキの研究

Study on the Drum Brake

村田 師 男* 小橋 正 人*
Norio Murata Masato Kobashi

内 容 梗 概

鉄道車輛界における台車の制動装置はシューブレーキ方式より、ドラムおよびディスクブレーキ方式に移りつつある。一般に低回転用ドラムブレーキの設計においては、制動時のPV値なる値で制約すべく概略の基準を設けているが、高速回転の電車用台車の電動機軸あるいは減速機ピニオン軸にドラムブレーキを取り付けた場合、この基準をそのまま適用することはできない。そこでこの場合の制動計算方法、現車に使用したときのライニングの摩擦係数、ドラムおよびライニングの寿命に影響を与えるドラム内部の温度分布、ドラム表面温度などを究明するため、これらの計算ならびに実験を行った。

その結果一応の制動計算方法を確立し、性質の異なつた数種のライニングを試験して、あらゆる面から使用条件に適合したものを選定した。また図式解法による温度分布計算法を実験で裏付けるとともに、ドラムの材質がいかにライニングの摩擦係数に影響を与えるかを実験で確認し、現在のFCドラムを使用した名古屋市交通局納め高速度鉄道の電車用ドラムブレーキが、種々の点からほぼ所期の目的を達していることを立証した。

1. 緒 言

最近鉄道車輛用ブレーキとして、ドラムブレーキあるいはディスクブレーキが採用される気運になつてきた。これはライニングの摩耗が少なく、保守が楽であること、速度に対する摩擦係数の変化が少ないこと、全体としてブレーキ装置が小型、軽量にできることなどの、多くの利点を有しているためである。

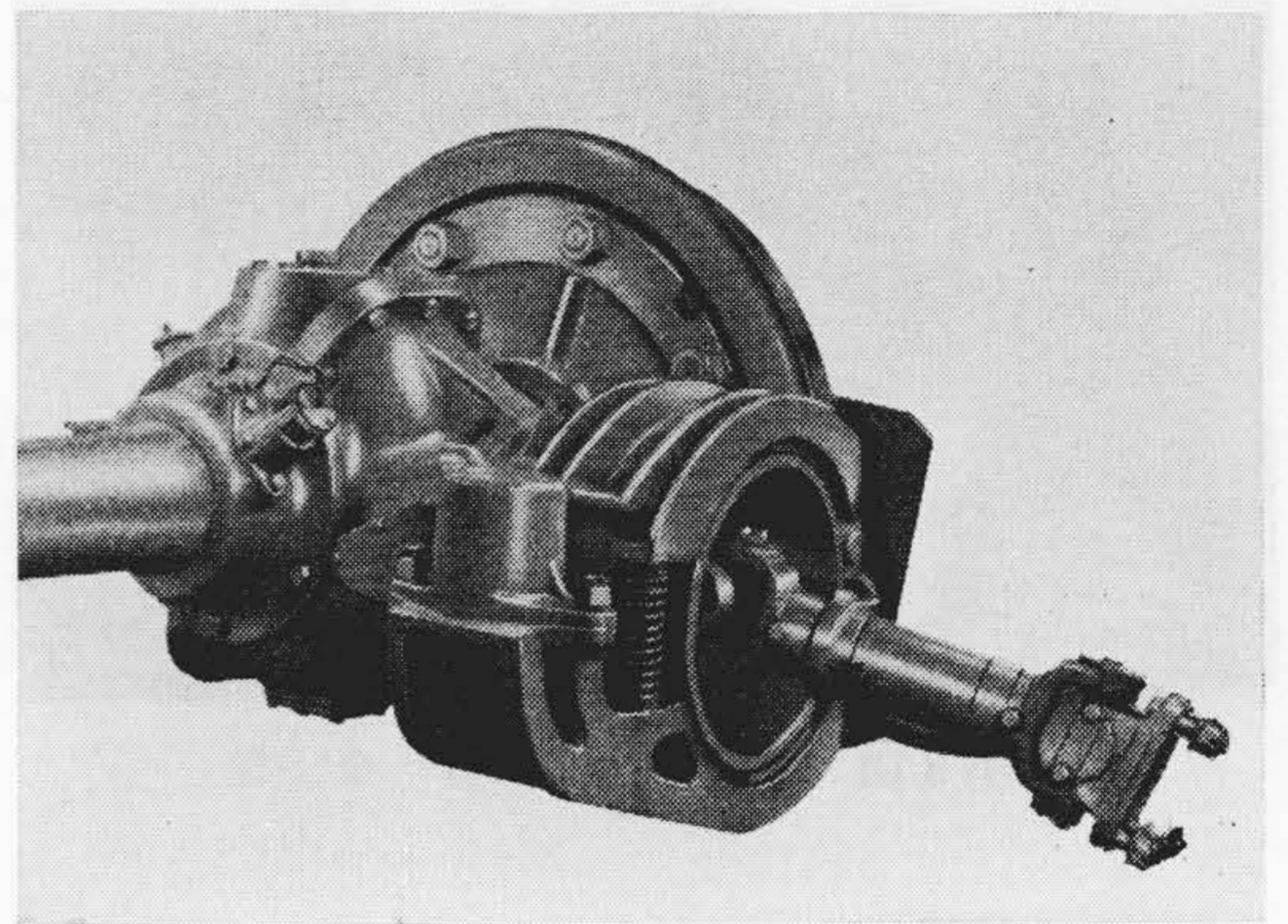
客車用としては一般に、車軸にドラムまたはディスクを圧入して、これにブレーキをかける方式がとられているが、電動車の場合には、電動機電機子軸または減速機ピニオン軸にドラムあるいはディスクを取り付けて、ブレーキ装置をさらに小型、軽量化することができる。第1図は直角カルダン式駆動装置のピニオン軸に装着したドラムブレーキの例である。このようにした場合は、ドラムの回転数が2,000~3,000 rpmとなるから、従来用いられてきたPV値の規準はそのまま適用することができない。たまたま昨年度名古屋地下鉄納入の電動車に、上記のようなドラムブレーキを採用したので、この機会にドラムブレーキのみの単独試験を実施し、高速回転におけるブレーキ性能を確かめるとともに、ライニングの材質、摩擦係数、摩擦温度、摩擦速度、面圧、ドラム材質などの各因子間の関係を求め、さらに制動計算方式のチェックと、ドラム内部の温度分布を計算と実測によつて検討してみた。

2. 試験方法および供試試料

2.1 試験装置

試験装置は第2図に示すように、75kWのDC電動機で駆動されるフライホイールの軸端にブレーキドラムを

* 日立製作所笠戸工場



第1図 ドラムブレーキ実施例

取り付けたもので、フライホイールは実際の車輛が走行している場合と同等の慣性力をドラムに与えるように設計されている。

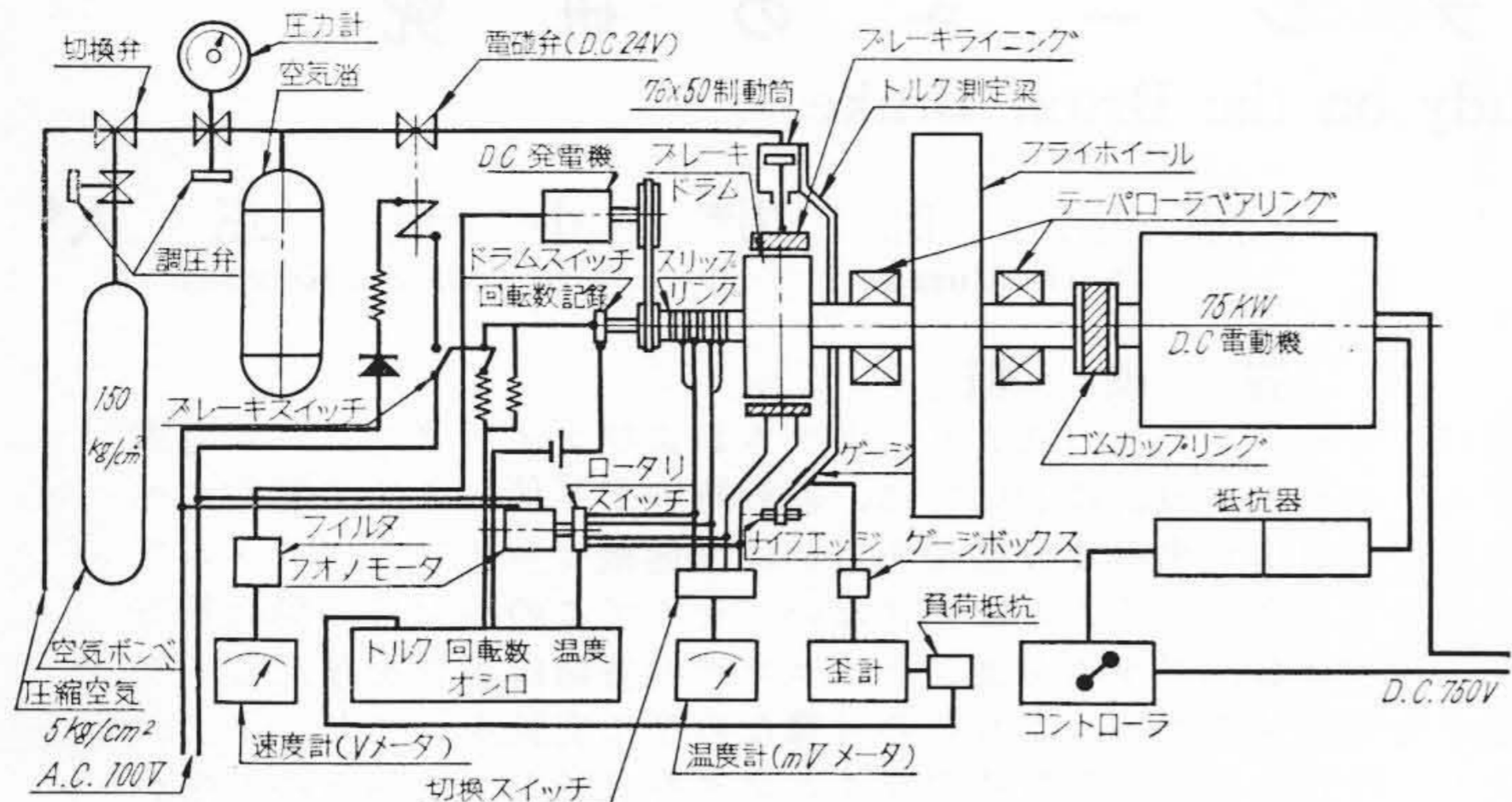
試験方法としては、まずフライホイールを電動機で加速し、所要の回転数に達すれば電動機の電流を遮断して制動をかけるようにした。ライニングおよびドラムの温度、ドラムの回転数、制動トルクをオシログラフに撮り、温度および回転数は別途メータでも読みとるようになっていた。第3図はこの試験装置の全貌を示している。

なお、ブレーキドラム、締付金具などのブレーキ部品は現車に使用したものをそのまま使用している。

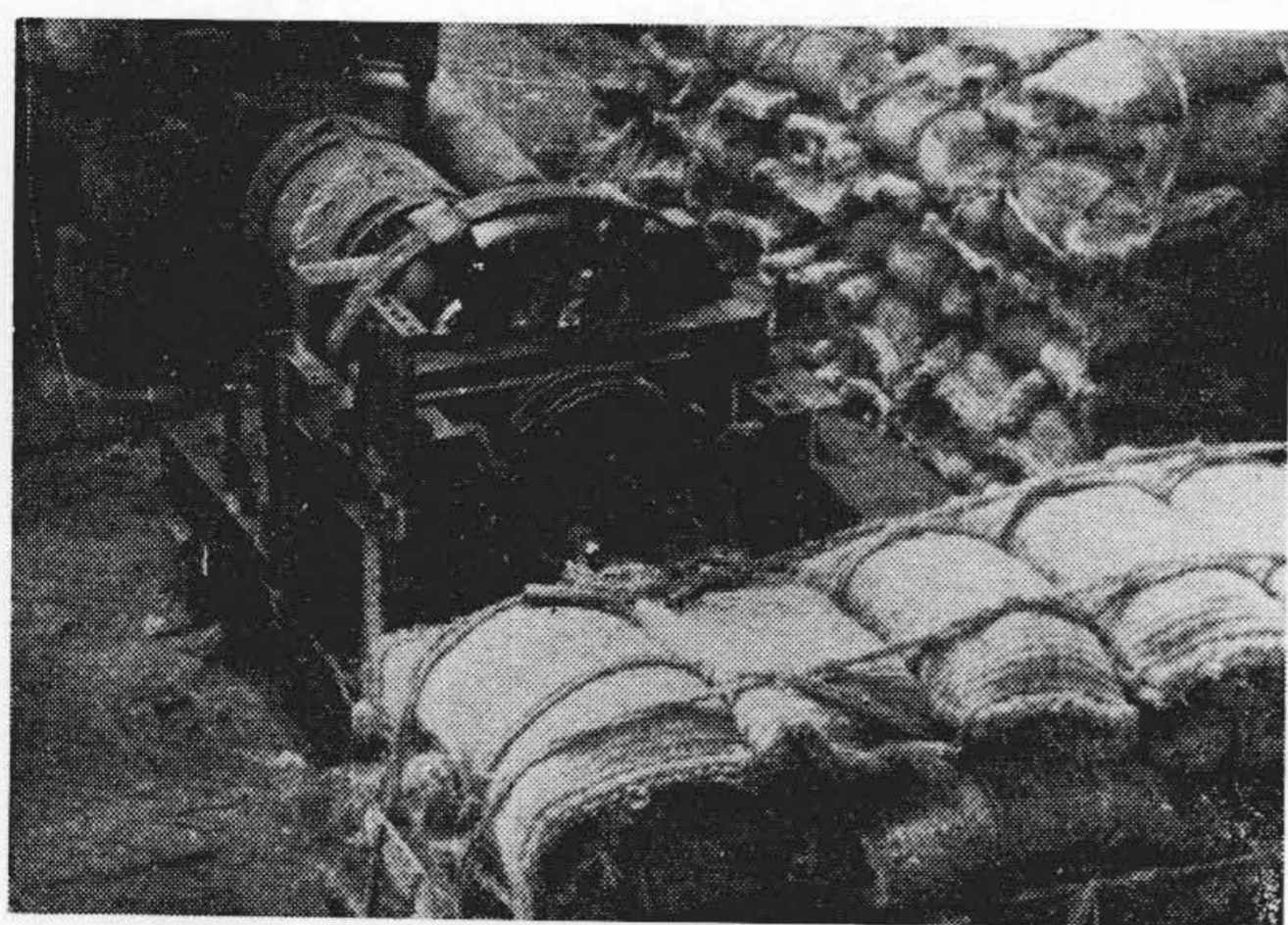
2.2 供試試料

ブレーキドラムは一般に熱的に有利といわれ、かつ現在製品に使用されているFC製と、機械的に強いSS製との2種類を実験の対象として選んだが、その寸法形状は第4図に示すように、FC、SSとも同一である。

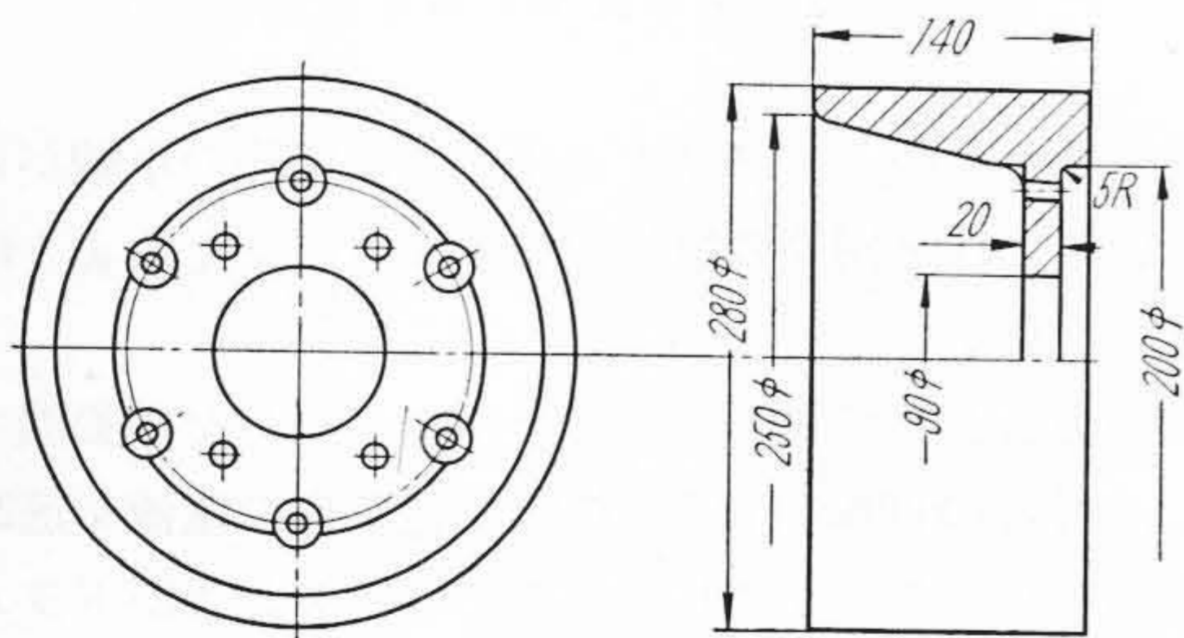
ブレーキライニングの形状は第5図に示すようなもの



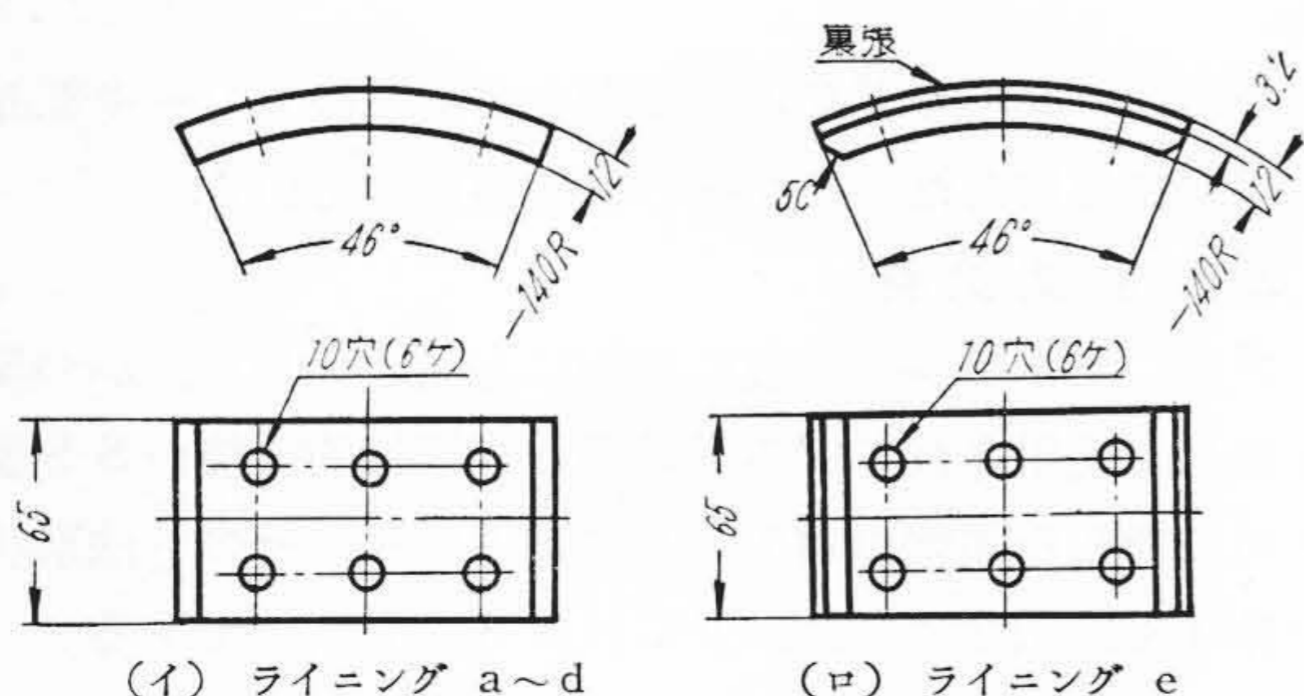
第2図 試験装置概要



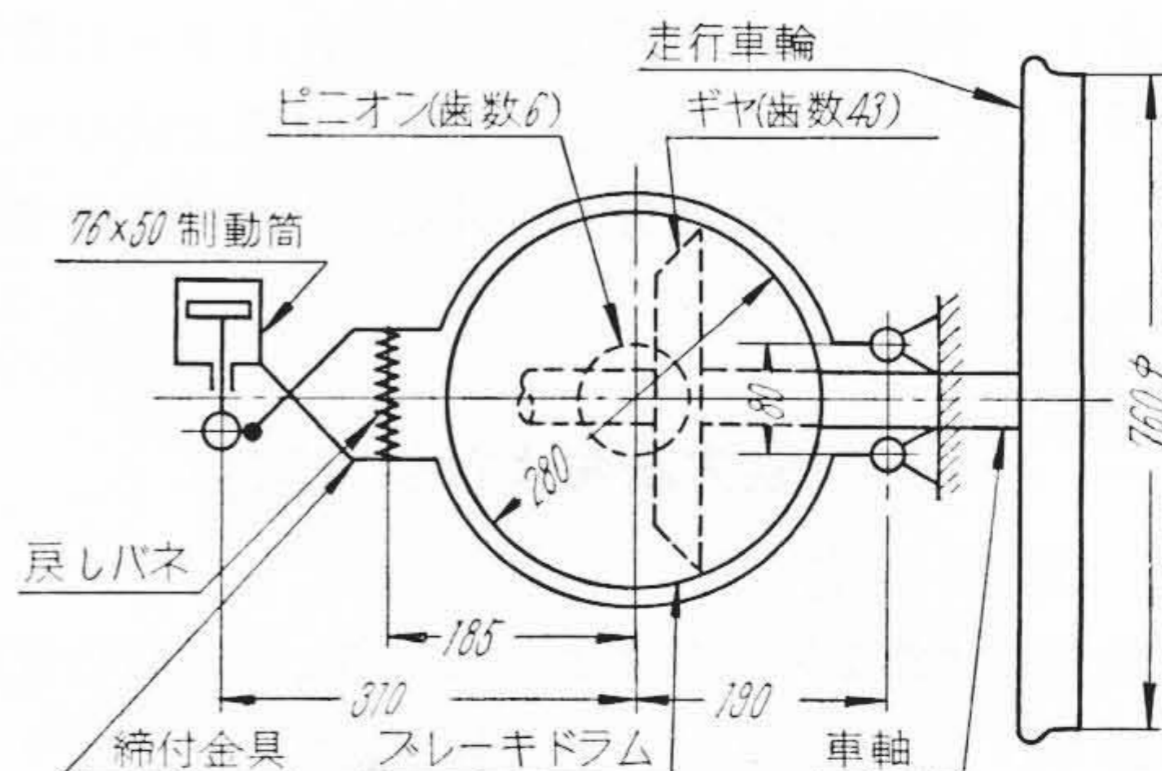
第3図 試験装置全貌



第4図 ドラムの寸法



第5図 ライニングの寸法



第6図 制動機構

で、材質はグラファイトの含有量を変えたレジ系4種類と、焼結合金製1種類とし、当りを100%と80%にして試験した。グラファイトの含有量はaが最も多い。

2.3 測定方法

ブレーキトルクは締付金具の支持ピンをささえているトルク測定梁の一端を軟かい引張りバネで釣り、他端をナイフエッジで支持し、測定梁に接着されているワイヤーストレインゲージから三栄測器製CA13型歪計を介し横河電機製3NオシログラフのHガリバーで測定するようになっている。なおトルク測定梁の横動に対しては防振ゴムによつて弾性的に抑制し、測定値の正確度を高めている。回転数はドラム軸に取り付けられているプーリからベルトでDC発電機を駆動し、フィルター回路を通して、mVメータで読みとり所定のブレーキ速度を確認すると同時に、同一ドラム軸に直結されたドラムスイッチでオシログラフにも記録させている。

ドラムとライニングの温度はアルメルクロメル熱電対を使用し、所定の測定点に接点を圧着し、ドラム2点、ライニング2点、計4点の温度をD型ガリバに入れオシログラフに記録している。なお回転中のドラムの温度は真鍮製スリップリングに銀-グラファイト刷子を板バネで押しつけて外部に導き出しており、おのおのの温度は切換スイッチによつて温度計でも読めるようにしてある。

ドラムとライニングの温度はアルメルクロメル熱電対を使用し、所定の測定点に接点を圧着し、ドラム2点、ライニング2点、計4点の温度をD型ガリバに入れオシログラフに記録している。なお回転中のドラムの温度は真鍮製スリップリングに銀-グラファイト刷子を板バネで押しつけて外部に導き出しており、おのおのの温度は切換スイッチによつて温度計でも読めるようにしてある。

3. 計算方法

3.1 制動計算

実験に使用した制動機構は名古屋市高速度鉄道用台車に装備されたもので、その構造寸法の概要は第6図に示すとおりである。一般に外締式ドラムブレーキは計算を

簡単にするため、ライニングの中心に圧着力の中心があると仮定した集中荷重方式で計算されているが、これを制動力によつてライニングが変形し、その変形量に比例して圧着力が分布されるものと考え、ライニング面全体について積分して制動力を算出する積分方式⁽¹⁾で計算し上記の集中荷重方式で求めた結果と比較してみる。

3.1.1 集中荷重方式

ライニングの面圧は使用中に均一化されるものと考え、ライニングの中心が作用力の中心となると仮定した簡易方法であつて、第7図について計算すると、締付金具1個に対するモーメントの釣り合いから、

$$M = b f_1 + c f_2$$

$f_1 = f_2$ と仮定し、これを f で表わすと、

$$f = \frac{M}{a (\sin \theta_a + \sin \theta_b)}$$

となる。ここに、

$$M = l_1 P - l_3 R_s, \quad a = \sqrt{e^2 + l^2}$$

ドラム1個に作用するブレーキ力は $4f$ であるから、ドラム軸における制動力は(1)式で与えられる。

$$H = \frac{4 \mu M}{a (\sin \theta_a + \sin \theta_b)} \dots\dots\dots (1)$$

今、 $\theta_a = \theta_b$ になるようにライニングを配列し、その角度を θ で表わすと(1)式は(2)式にまとめられる。

$$H = \frac{2 \mu M}{a \sin \theta} \dots\dots\dots (2)$$

なお、車輛の減速度は一般に(3)式で表わされる。

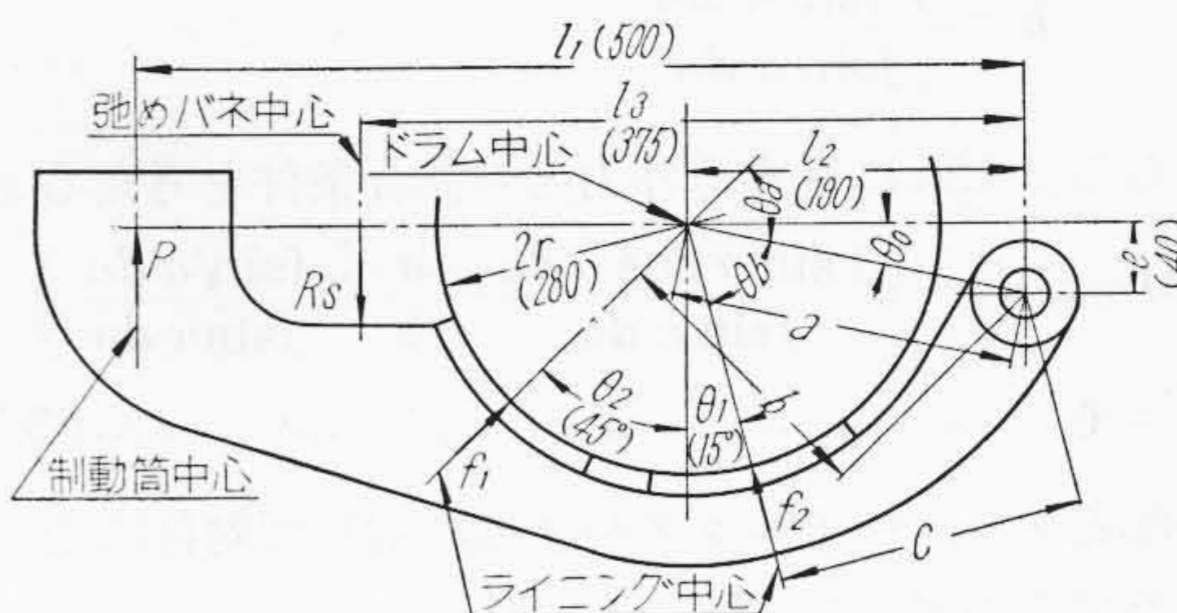
$$\beta = \frac{4 H \cdot r \cdot m}{31 W \cdot R_w \cdot \eta} \dots\dots\dots (3)$$

ここに、

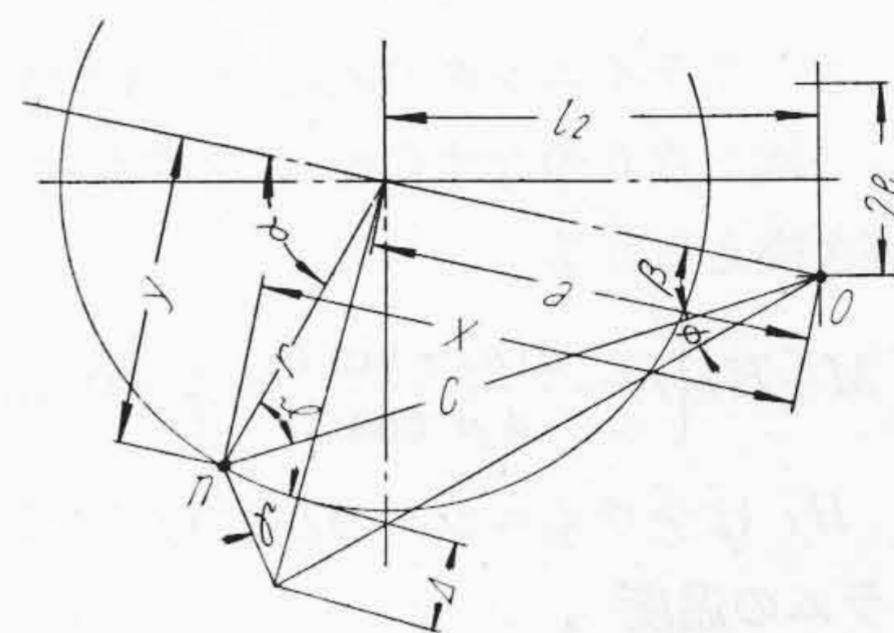
- M : 外部モーメント (m-kg) μ : 摩擦係数
- P : 制動筒制動力 (kg) W : 車輛重量 (t)
- R_s : 戻しバネ反力 (kg) R_w : 車輪半径 (mm)
- f_1, f_2, f : ライニング圧着力 (kg)
- r : ドラム半径 (mm)
- H : 制動力(ドラム軸) (kg) m : 歯車比 (減速機)
- β : 減速度 (km/h/s) η : 効率 (減速機)

3.1.2 積分方式

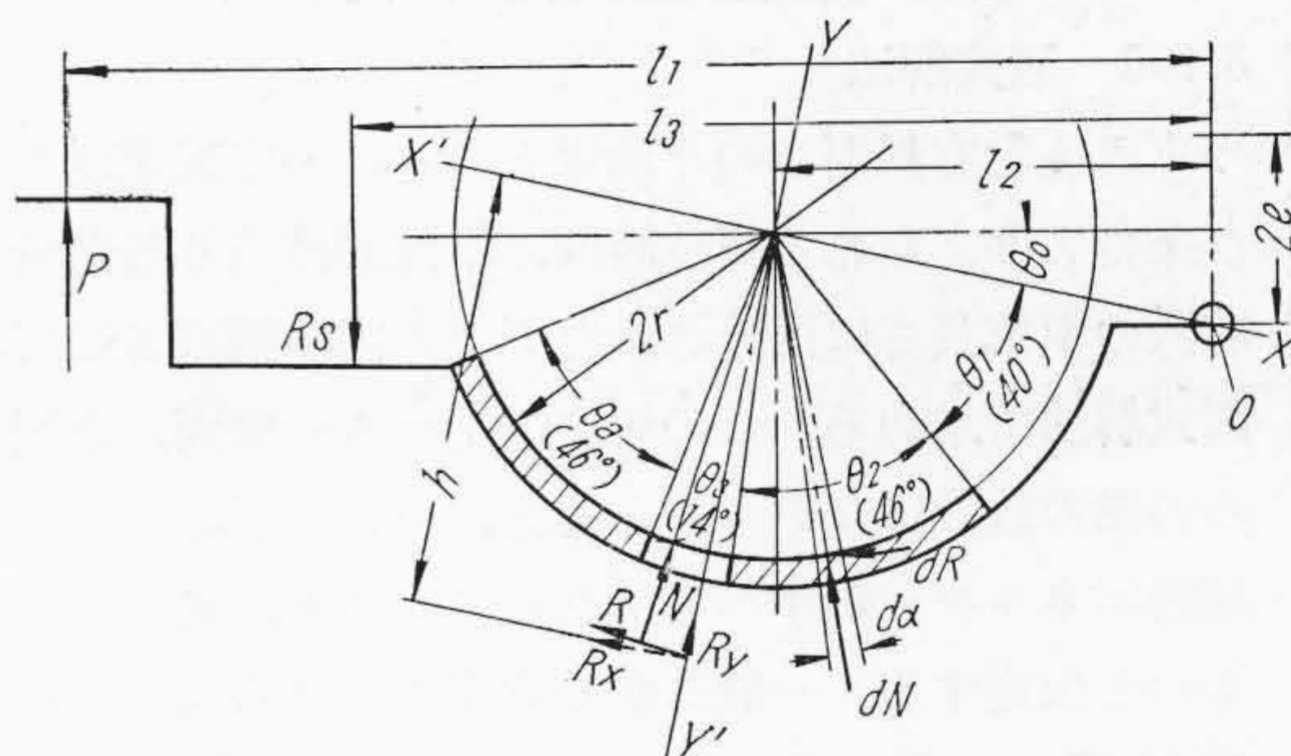
K. Sachs の方法であつて、ライニングを取り付けている締付金具は剛体で、ライニング摩擦面は無負荷でドラム面に一様に接しているものと仮定し、ライニングの変形量とその変形力は一定の割合を保っているものと考えて計算している。この場合、ライニングの圧縮方向変形量は締付金具が支点を中心にして回転するため、支点からの位置によつて異なつた値を示すので、この値をライニング面に対して積分して全制動力を求める。これを第8図について考えると、ライニングを非常に小さい角 α に沿つて回転させた場合の半径



第7図 制動作用図



第8図 ライニング変位状態



第9図 制動作用図

方向圧縮力を Δ で表わせば、 $\Delta = c \phi \sin \gamma$ となる。ここに c は円周から支持点までの傾斜長であり、円周に連続せる制動回転角 ϕ はすべての点に対しても等しい。角 γ は a, c, r よりなる三角形の中の角であるから、 $\gamma = \alpha - \beta$ で表わされ、

$$\sin \gamma = \sin \alpha \cos \beta - \cos \alpha \sin \beta = ya/rc$$

となり、 $y = r \sin \alpha$ のため圧縮力は $\phi a \sin \alpha$ となる。ブレーキ機構が決定すると ϕ, a は常数として置き換えられるので、

$$P = k \sin \alpha \dots\dots\dots (4)$$

となる。ここに k は常数である。(4)式を第9図について計算すると、摩擦力の分力は

$$R_x = \mu k \int \sin^2 \alpha d\alpha$$

$$R_y = \mu k \int \sin \alpha \cos \alpha d\alpha$$

で表わされる。そこで円周の単位長さ $Yd\alpha$ に対するおのおのの摩擦力は垂直力に直角であつて、 μN で表わされ、合成摩擦力の作用点の位置は y 軸に対する各摩擦力を総括すると、

$$h = \frac{r \int \sin \alpha \, d\alpha}{\int \sin \alpha \, d\alpha}$$

となる。これに対する外力との釣合条件を考えると、

$$M + H_I \left(r - a \frac{\int \sin \alpha \cos \alpha \, d\alpha}{\int \sin \alpha \, d\alpha} - \frac{a}{\mu} \cdot \frac{\int \sin^2 \alpha \, d\alpha}{\int \sin \alpha \, d\alpha} \right) = 0 \dots\dots (5)$$

となる。今、ライニングがy軸に対して対称に配列された場合を考えると、

$$M + H_I \left(r - \frac{a}{\mu} \cdot \frac{\int \sin^2 \alpha \, d\alpha}{\int \sin \alpha \, d\alpha} \right) = 0 \dots\dots (6)$$

となり、さらにライニングの両端のなす角を α_0 、ライニングの一端と点0のなす角を α_1 とすれば(7)式のように書き換えられる。

$$M + H_I \left\{ r - \frac{a(\alpha_0 + \sin \alpha_0)}{4\mu \cos \alpha_1} \right\} = 0 \dots\dots (7)$$

ここに、 H_I は全ライニングの制動力である。

3.2 ドラムの温度

ドラムの温度を図式解法⁽²⁾と微分方程式で解く方法⁽³⁾によつて計算し、実験値と比較してみる。

3.2.1 図式解法

ドラムを有限厚さの平面壁と考え、一定減速度という条件で与えられる単位時間、単位面積当りの熱量を有限の単位長さに区分されたドラム内に吸収させて、図式解法で求める。この場合、ドラムの側面、裏面からの熱の放散はないものと考え、車輛の所有している運動エネルギーがすべてドラムの円筒内に吸収されるものと仮定する。一般にある時間における温度分布が第10図A、B、Cで表わされる場合、次の単位時間後にA'、B'、C'になることは、

$$\Delta t = \Delta x^2 / 2\alpha$$

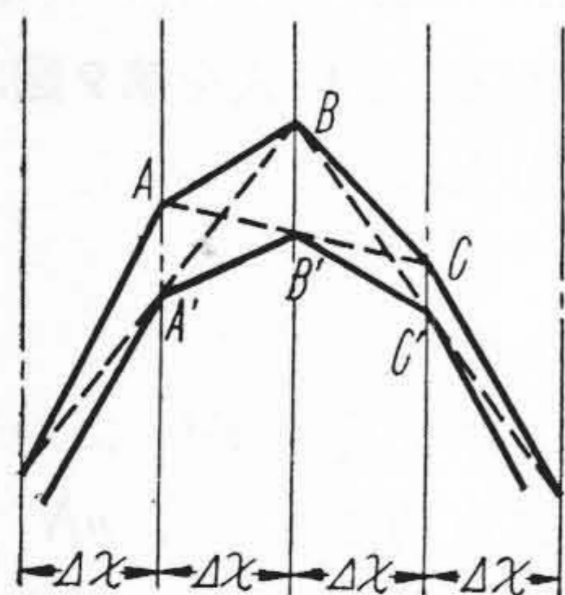
で図示すれば証明できる。

ここに、 Δt : 単位時間

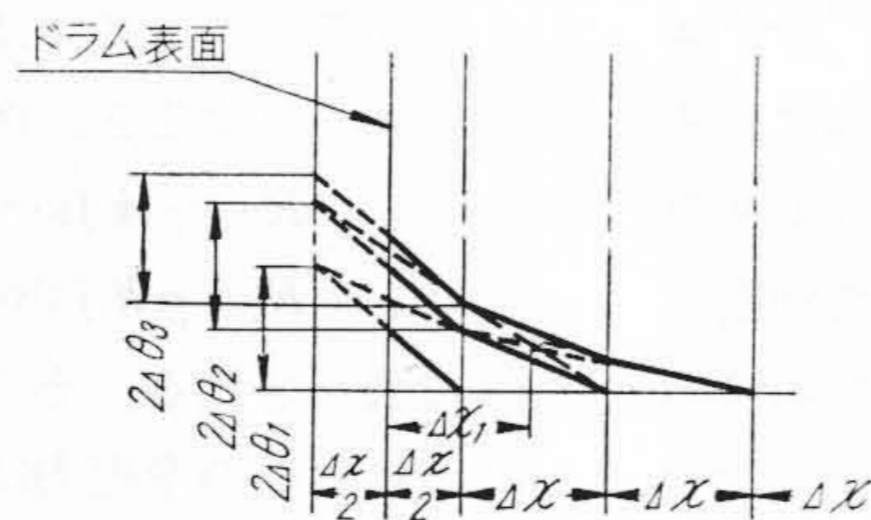
Δx : 単位長さ

α : $\lambda/c\gamma$ で表わされる熱伝達率

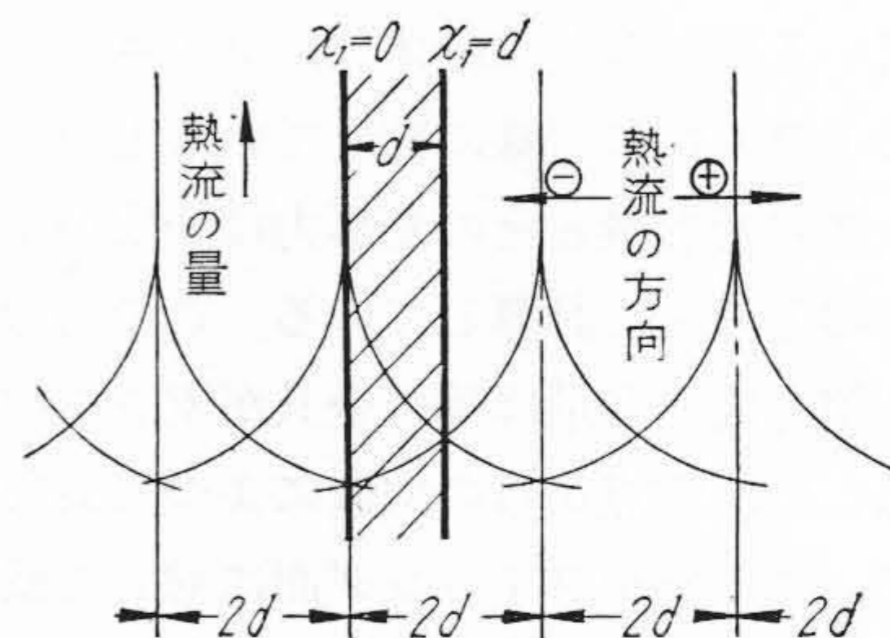
表面における初期条件は第11図に示すように、最初の単位時間 Δt_1 間に吸収される熱量は表面から $-\Delta x/2$ の仮想面から $+\Delta x/2$ 内に直線的温度勾配で流入し、



第10図 図式解法



第11図 表面の初期条件



第12図 仮定の理論的証明

$+\Delta x/2$ の面では温度は上昇していないと仮定する。次の単位時間 $2\Delta t$ における $x=3\Delta x/2$ の温度上昇は0とし、その温度勾配は第10図の考えから求めて、 $x=+\Delta x/2$ の $2\Delta t$ における温度が求まり、 Δt_2 時間内に流入する熱量を Δt_1 の場合と同様に処理する。これを簡単な加減乗除算で演算すると、ドラムのある点のある時間の温度が得られる。

Δt 時間内に生ずる Δx_1 間の平均温度上昇 $\Delta\theta$ は(8)式で与えられるので、表面における境界条件は Δq によつて決定される。

$$\Delta\theta = \Delta q \cdot \Delta t / \Delta x \cdot \alpha \dots\dots (8)$$

なお、 Δq は車輛に一定減速度を与えた場合、時間 t の一次関数で表わされ、(9)となる。

$$\Delta q = KM\beta(v_0 - \beta t) \dots\dots (9)$$

ここに、

K : 受熱面積、 Δt などによつて決定される常数

M : 車輛の質量(回転部分の慣性を含んだもの)

β : 車輛の減速度 v_0 : 車輛の制動初速度

3.2.2 微分方程式による解法

E. K. Bannister の方法であつて、第12図のようにドラムの厚さを d とすると、無限壁のある点 $x_1=0$ (ドラム表面) とその点から $\pm 2d, \pm 4d, \pm 6d, \dots$ の一連の点に、制動による発生熱の2倍の熱量 $2H$ を加えた場合、ドラム表面から制動による発生熱 H が流入し、ドラムの裏面から熱が放散されないという条件を満足するとして、一般の熱理論から算出している。

一定減速度から与えられる流入熱量は $N(1-Mt)$ で表わされるので、表面においては、

$$\eta = \frac{\theta \lambda}{2N\sqrt{\alpha t}} = \left\{ \frac{1 - \frac{2}{3}Mt}{\sqrt{\pi}} \right\} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{e^{-(2nv)^2}}{\sqrt{\pi}} \left[1 - \frac{2}{3}Mt [1 + (2nv)^2] \right] - 2nv \left[1 - Mt [1 + \frac{2}{3}(2nv)^2] \right] \left[1 - \text{erf}(2nv) \right] \right\} \dots\dots (10)$$

裏面においては、

$$\eta = \frac{\theta \cdot \lambda}{2N\sqrt{at}} = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{e^{-(2n+1)^2 v^2}}{\sqrt{\pi}} \left\{ 1 - \frac{2}{3} Mt \right. \right. \\ \left. \left. [1 + (2n+1)^2 v^2] \right\} - (2n+1)v \left\{ 1 - Mt \left[1 + \frac{2}{3} \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. (2n+1)^2 v^2 \right] \right\} \left\{ 1 - \text{erf}(2n-1)v \right\} \right] \dots \dots (11)$$

となる。そこで

$$v = \frac{d}{2\sqrt{at}}, \quad H = \frac{W \cdot r \cdot u}{4\pi \cdot D \cdot \omega \cdot J} \left(1 - \frac{r \cdot g}{u} t \right) \\ N = \frac{W \cdot r \cdot u}{4\pi \cdot D \cdot \omega \cdot J}, \quad M = \frac{r \cdot g}{u}, \quad \alpha = \frac{\lambda}{c\gamma}$$

とすると、 η は(12)式で表わされる。

$$\eta = \frac{2\pi \cdot \lambda \cdot D \cdot W \cdot J \cdot \theta}{\omega \cdot r \cdot u \cdot \sqrt{at}} \dots \dots (12)$$

これらの式から図表を作成して t 秒後の温度上昇を求めている。ここに、

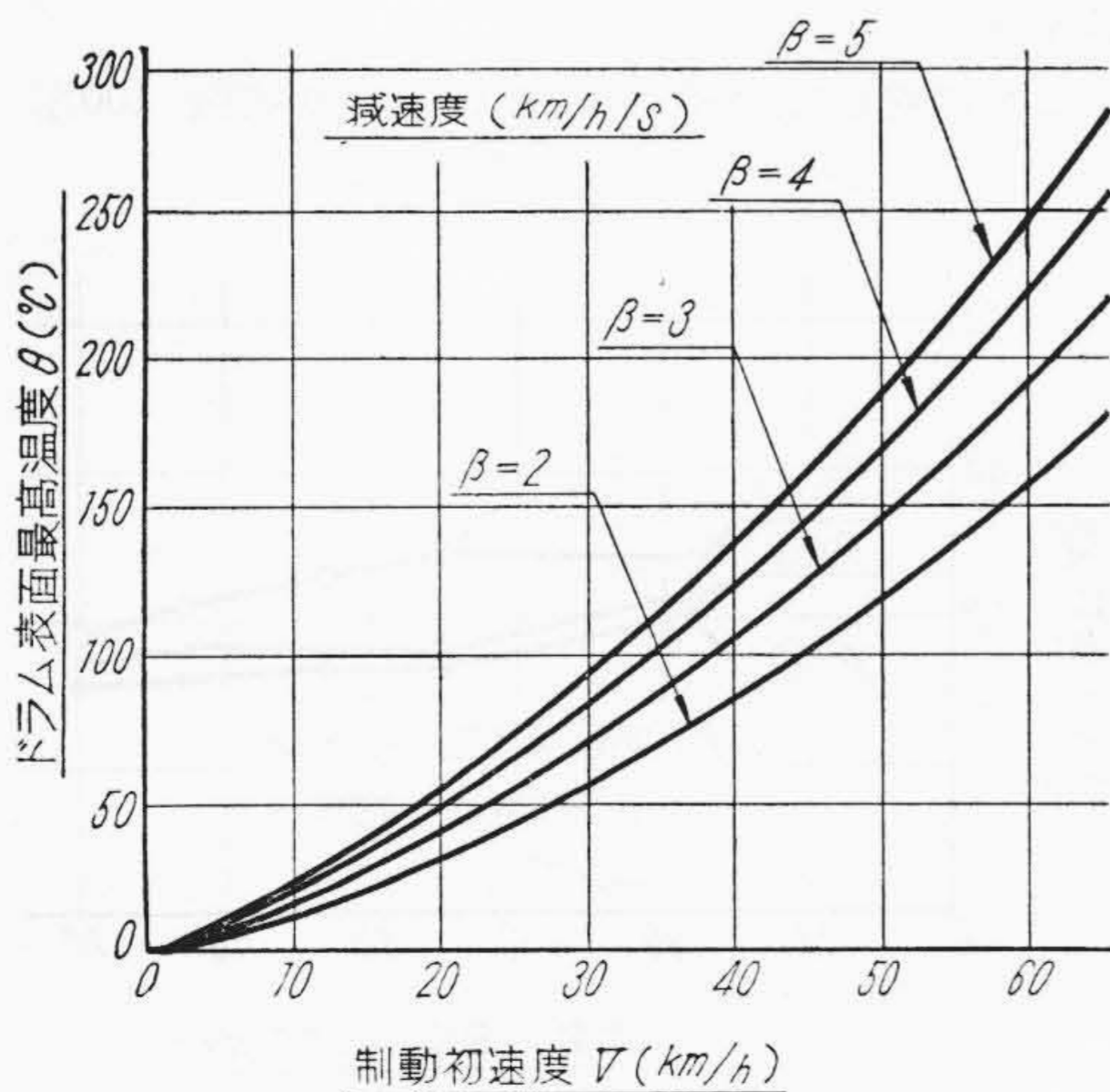
- D : ドラム直径 (m) u : ブレーキ初速度 (m/s)
- ω : ドラム幅 (m) λ : 熱伝導度 (Kcal/ms°C)
- W : 車輻重量 (kg)
- r : 減速度比 (重力の加速度に対する車輻の減速度)
- J : 熱の仕事当量 (kg·m/Kcal) α : 熱伝達率 (m²/s)
- θ : 温度上昇 (°C) t : 制動後の時間 (s)

4. 結果と検討

4.1 計算結果とその検討

3.の計算方法によつて、名古屋市高速度鉄道に納入したドラムブレーキのそれぞれの計算を行うために必要な条件は、仕様書によつて下記のように決められている。

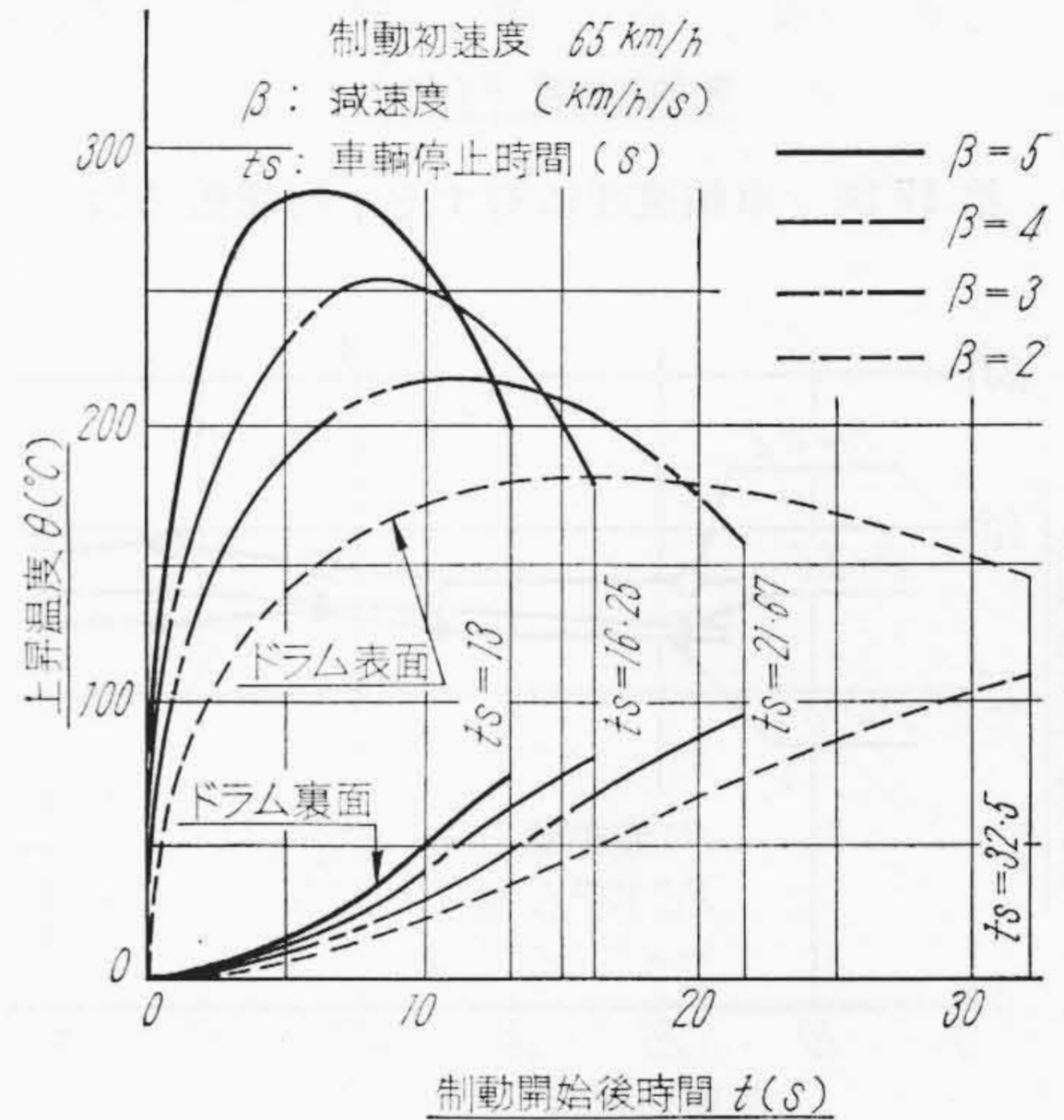
- 車体重量 (満員時)35 t
- 最高速度.....65 km/h
- 減速度..... 4 km/h/s



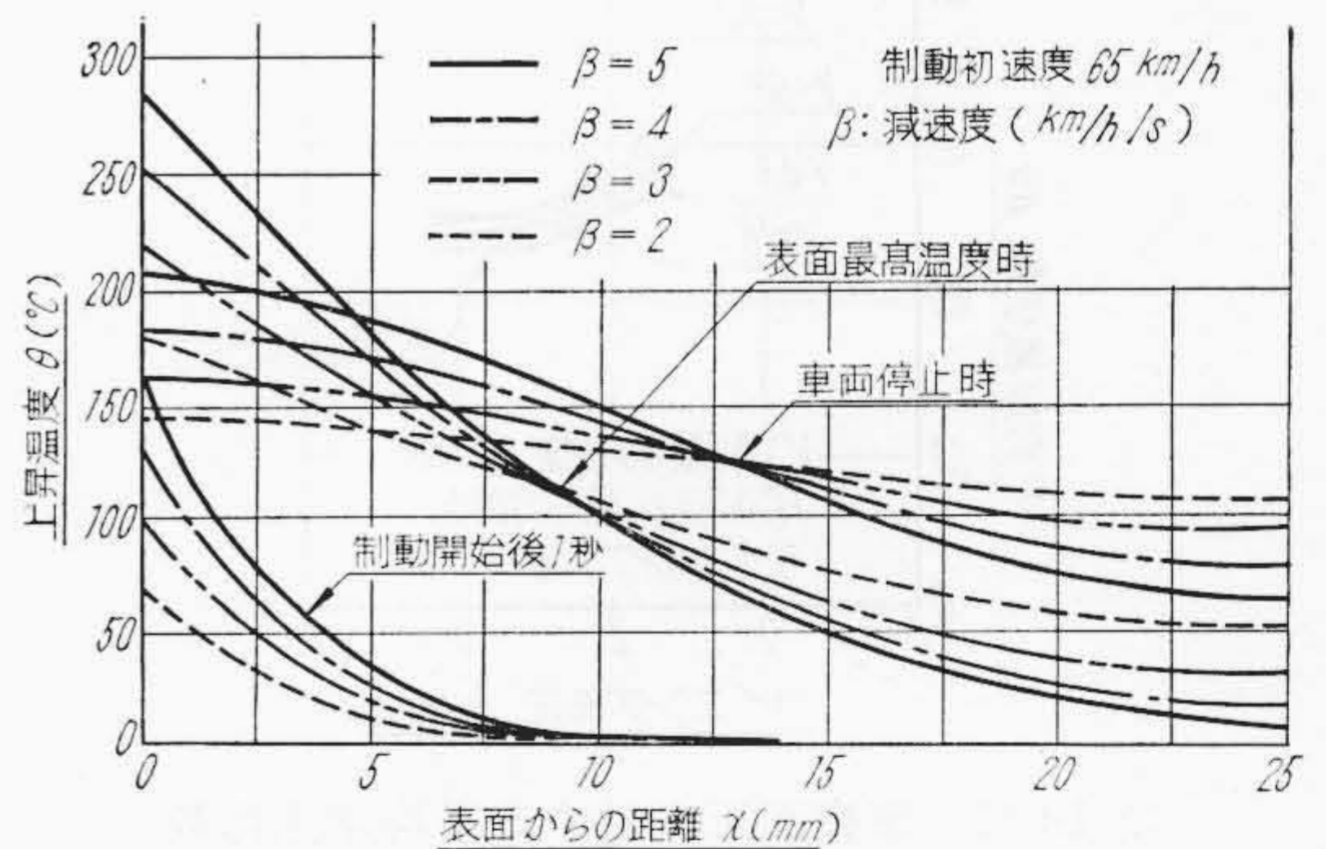
第13図 ドラム表面最高温度

4.1.1 制動計算

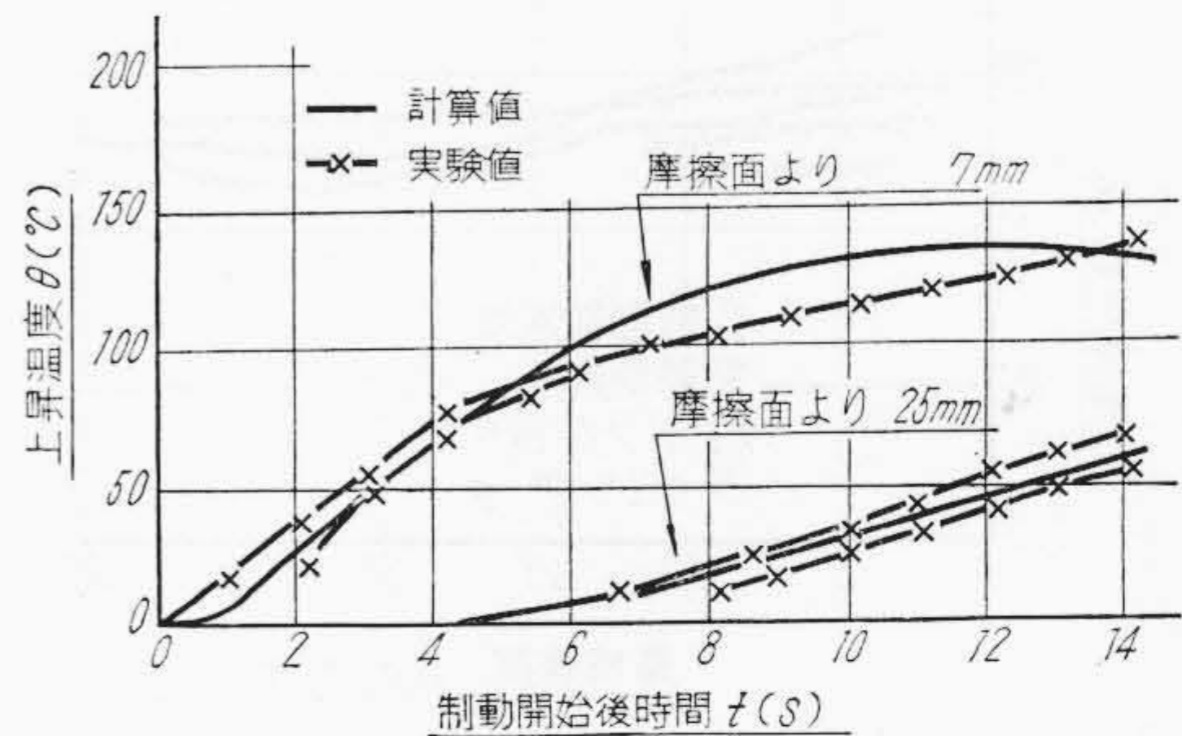
集中荷重方式で求めると、 $H=11.93 \mu M$ となり、 $\beta=0.0533 \mu M$ となる。これを積分方式で求めると、 $H_I=11.96 \mu M$ となり、ライニングの位置が、ほぼ y 軸に対称に配列されている場合、両計算方法の結果は概略一致する。したがつて本実験装置から得られる制



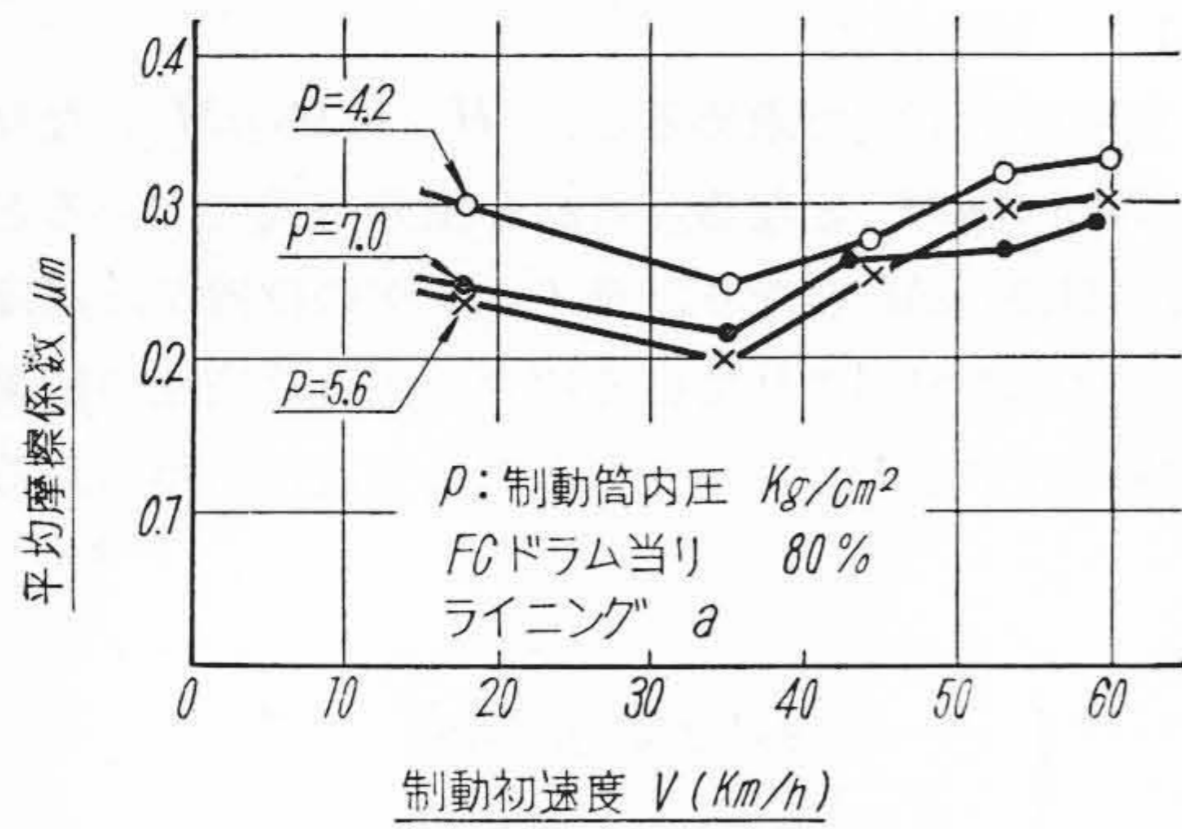
第14図 ドラム温度上昇状態



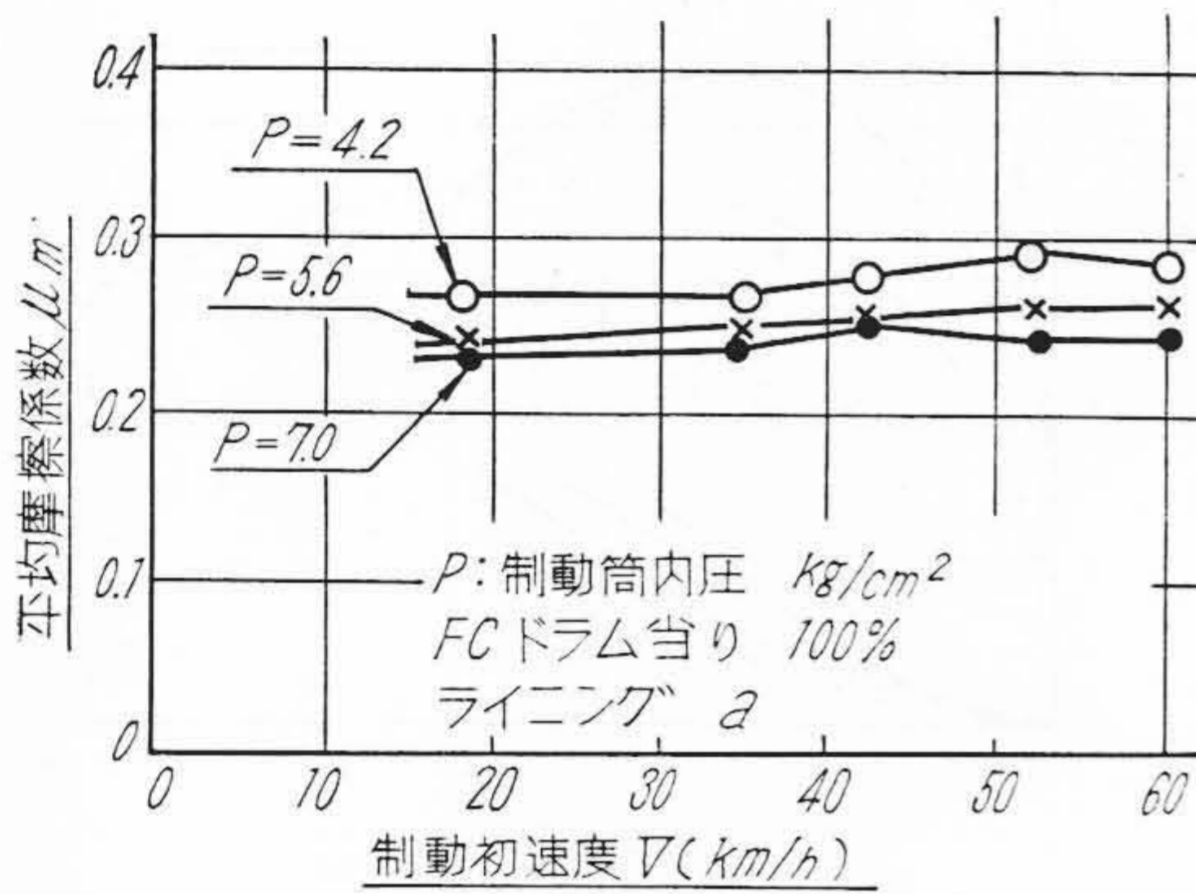
第15図 ドラム内部温度分布



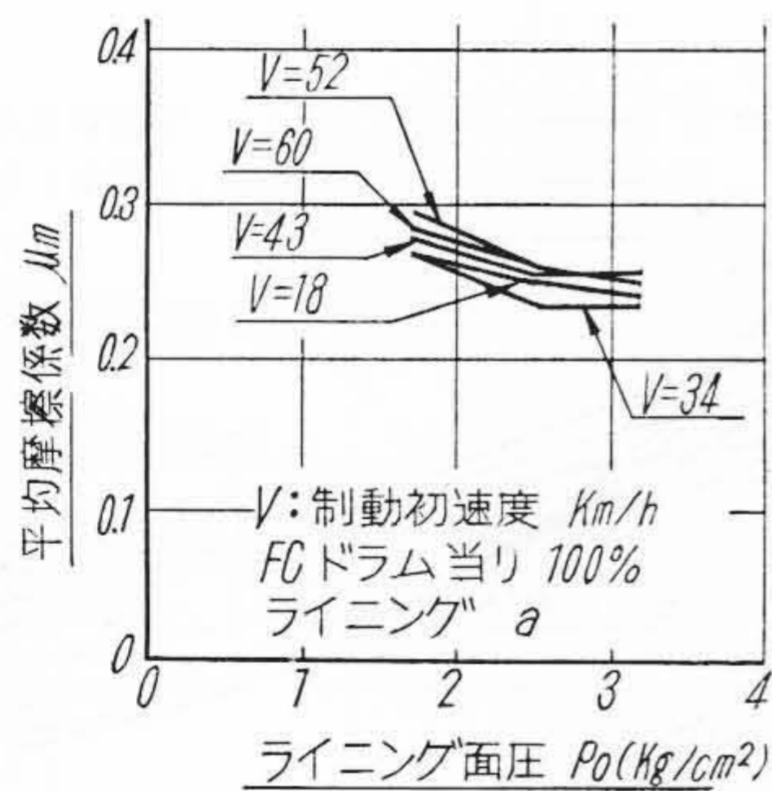
第16図 ドラムの温度



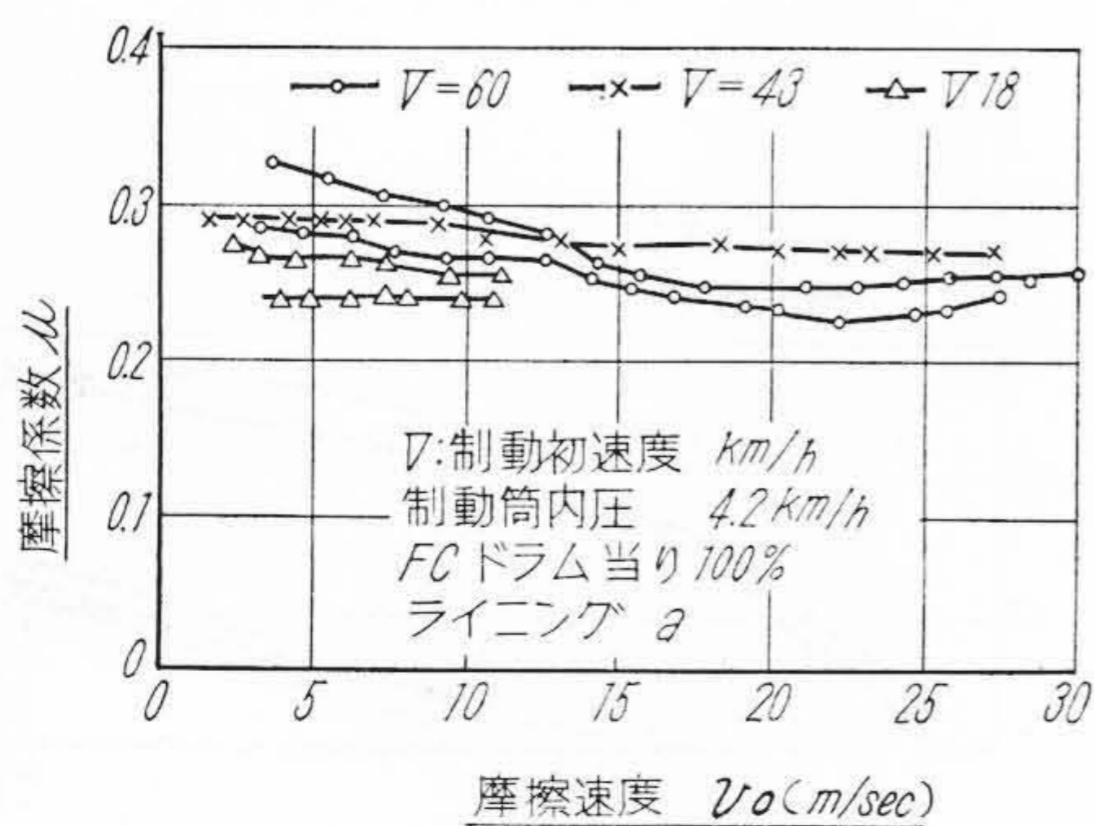
第17図 車輛速度に対する平均摩擦係数



第18図 車輛速度に対する平均摩擦係数



第19図 摩擦面圧に対する平均摩擦係数



第20図 摩擦速度に対する摩擦係数

動トルク、摩擦係数、減速度などの算出には集中荷重方式を用いることにした。

4.1.2 ドラムの温度

図式解法で、 $\Delta x = 2 \times 10^{-3} m$, $\Delta t = 0.17$ 秒として必要な数値を入れて V と β と θ の関係を求めた結果、 $W = 35 t$ の場合 V , β に左右される θ は第13図のようになる。なお、 $V = 65 km/h$ において β を種々変えた場合の θ の関係を第14図に、ドラム内部の温度勾配を第15図に示す。これを微分方程式による解法で求めると、図式解法による結果とほとんど一致しており、図式解法で求めた結果も相当信頼度があるものといえる。

4.2 実験結果とその検討

4.2.1 ドラムの温度

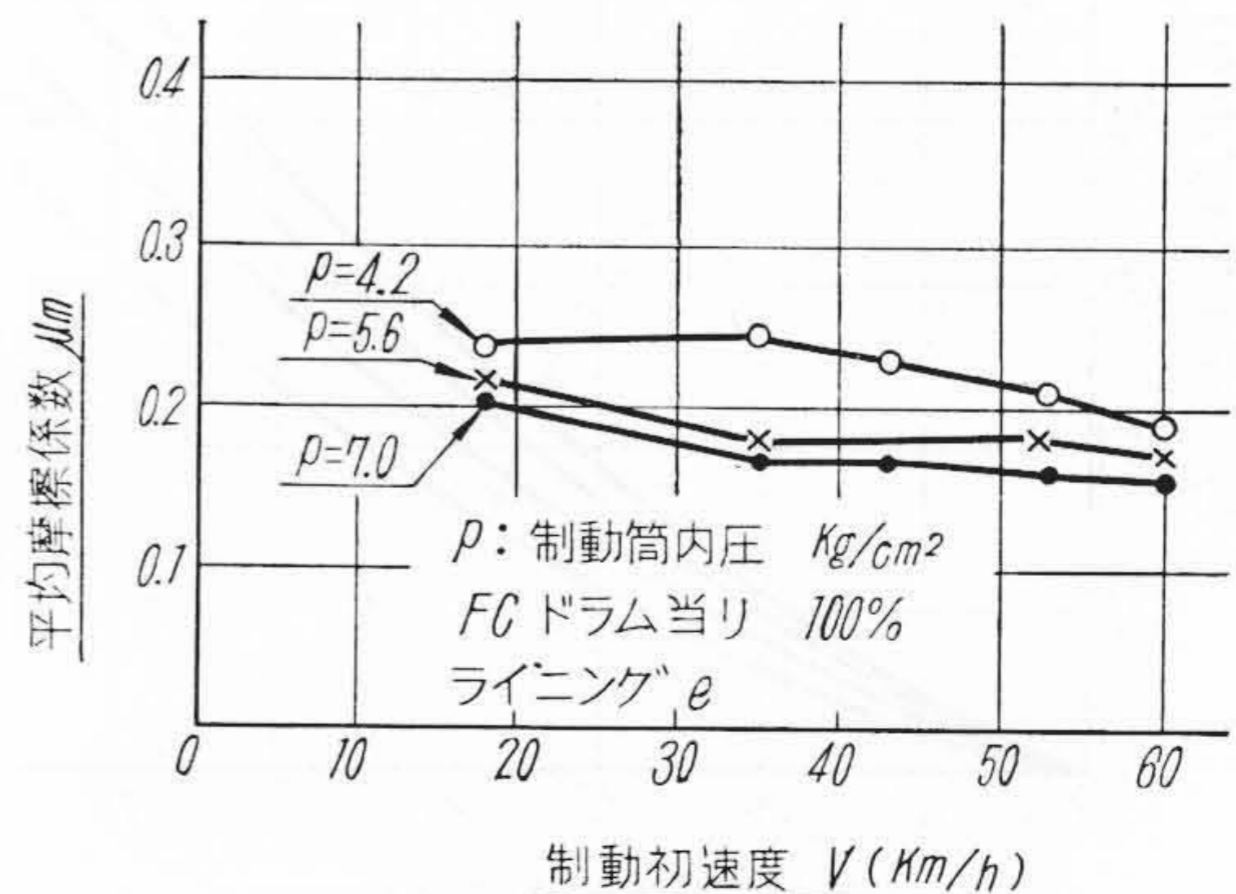
$W = 35 t$, $V = 60 km/h$, $\beta = 3.6 \sim 3.8 km/h/s$ の条件で実験した際の FC ドラムの表面より 7 mm, 25 mm の2点の実測値と計算値を比較すると、第16図のようになり、実測値と計算値はほぼ一致している。

4.2.2 ライニングの摩擦係数

供試ライニングとしては、前述のようにレジン系4種類、焼結合金のもの1種類を準備したが、予備実験を行って、レジン系の中で最も良いと思われるライニング a を選出し、これと焼結合金ライニング e について、さらに詳細な実験を実施した。以下その結果について述べる。

FC ドラムに対するライニング a の摩擦係数は、当り状態 80% の実験では第17図に示されているように、 μm は $V = 35 km/h$ で最低となり V の値に対してかなり変動がある。これを摺合せによつて、当り状態を 100% にすると、 $V - \mu m$ の関係は第18図のように非常に安定した傾向を示している。このときの $P_0 - \mu m$ の関係は第19図に、 $v_0 - \mu$ の関係は第20図に示す。

これに対してライニング e は当り状態 100% で



第21図 車輛速度に対する平均摩擦係数

第1表 ライニングに関する実験結果

ライニング	摩擦係数				火花 発煙	熱応力 に対して
	Vの増加 に対して	V_0 の増加 に対して	θ の上昇 に対して	P_0 の増加 に対して		
a	やや増	やや減	増	やや減	やや少	強い
b	減	—	—	やや減	やや大	
c	減	減	減	減	中	
d	減	—	—	減	やや大	
e	やや減	やや減	やや減	減	僅少	脆い

$V-\mu m$ の関係は第21図に示すように、 V の増加に対して μm は減少する傾向にあり、 μm の絶対値も相当に低い。 $P_0-\mu m$ の関係と $v_0-\mu$ の関係はライニング a とほぼ同様な傾向にあるが、ライニング e の方が少し変動が大きい。しかし、これらの傾向は θ 、 P_0 、 v_0 などの要素をすべて含んでいるので、それぞれを正確に μ と関連づけるのは困難であつて、同一条件で制動をかけたときの $V-\mu m$ が一応の比較の対象になり、現車に使用する場合、設計の基準にもなるものである。

SS ドラムに対するライニング a の試験結果は FC ドラムの場合とほとんど同様であるが、当り状態を 100% にしたとき V に対する μm は 10% 程度減少しているが、 P_0 の μ に及ぼす影響は減少している。また、ライニング e は当り状態 100% で、 V の値に対する μm の変動は大きく絶対値も 10% 程度減少している。

以上ライニング a、e の FC、SS ドラムに対するそれぞれの結果を検討してみると、SS ドラムの場合には FC ドラムに比して一般に μm の値が減少している。この原因は不明であるが、ライニングの摩擦面の状態、ライニング自身の材質、性質などに関連して、ドラムの材質のみで断定できず、ドラムの耐摩耗性、耐熱性については長期におよぶライフテストを行わなければならないが、外国文献⁽⁴⁻⁵⁾によつても FC ドラムの優秀性は認められており、名古屋市交通局に納入したドラムとしても適切なものと考えられる。また、ライニングに関してまとめられている第1表をみると、 μ の値、機械的強度、 V に対する μm の変化状態などの点からしても、ライニング a が適している。

しかし、列車速度が高くなり、車輛重量が増加してくると、ドラムの温度も相当高くなる傾向になるのでライニング自身の脆さを改良することによつて、ライニング e は貴重なものになるかも知れない。なお摩耗の試験は行つていないので確証できないが、ライニング e は a に比して数倍の耐摩耗性を有しているといわれているので、保守の面からも今後の発展を期待される。

5. 結 言

以上の実験により、実験に使用したドラムブレーキは名古屋市高速度鉄道用として適していることが確認されたが、さらに本実験により解明された事項をまとめてみると、

(1) 高速回転、高容量のドラムブレーキの設計に当つては、 PV 値のみで決定するのは不十分であり、ドラムの形状、寸法、材質などを考慮に入れなければならない。

(2) ライニングの位置は、力の均等化と摩耗の均一化を計るために y 軸に対称に配列すべきで、この場合の計算は集中荷重方式でも十分正確である。

(3) ドラムの温度は図式解法で求めても十分正確で実験結果ともほぼ一致している。

(4) ライニングの摩擦係数については、a と e がほぼ安定しているが、高速においてある程度 μ が増加する a の方が有利で、種々の面を考えると、a が適している。

しかし、発煙、発火、熱放散、摩耗の点では e がすぐれているので、熱と機械的力に対する脆さを解決すれば e は将来貴重なライニングになるものと考えられる。

(5) ライニングの当り状態が悪い場合、ライニング自身に局部的な温度上昇を起すばかりでなく、ブレーキ機構そのものに不安定な要素を与え、摩擦係数に大きな変動を生じさすので、ライニングの当り状態は完全なものにする必要がある。

(6) SS ドラムは FC ドラムに比して、 μ の絶対値を 10% 程度減少させている。

(7) ライニングの摩擦係数は、ライニングメーカーの実験室で小さな試料によつて測定された値より、現車では相当低い値を示す。

(8) ドラムおよびライニングの耐熱性、耐摩耗性については、今回はあまり深い調査をしていないが、今後十分研究、検討の必要があると思われる。

最後に、本研究に御協力下さつた各ライニングメーカーならびに関係各位に深甚なる謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) K. Sachs: Elektrische Triebfahrzeuge [1] 504~512 (1953)
- (2) 栗野誠一, 葛岡常雄: 伝熱工学 21~23 (昭 32 丸善)
- (3) E. K. Bannister: Engineering 304~308 (March 8, 1957) (Transient Temperatures in Racing Car Brake Drum)
- (4) E. G. Toghil, H. T. Angus: Automobile Engineering 409~418 (Oct. 1953) (Cast Iron Brake Drums)
- (5) F. T. Bradbury, F. G. Parnell: The Institution of Mechanical Engineering 1955-56, Proceedings of the Automobile Division Disk Brakes for Motor Vehicles.